

Sección 3

Controles de COV

Sección 3.1

Controles de Recaputra de COV

Capítulo 2

Condensadores Refrigerados

Gunseli Sagun Shareef
Wiley J. Barbour
Susan K. Lynch
W. Richard Pelt
Radian Corporation
Corporación Radian
Research Triangle Park, NC 27709

William M. Vatavuk
Innovative Strategies and Economics Group, OAQPS
Grupo de Estrategias Inovadoras y Economía
U.S. Environmental Protection Agency
Agencia para la Protección Ambiental de los EE. UU.
Research Triangle Park, NC 27711

Diciembre de 1995

Contenido

2.1	Introducción	2-3
2.1.1	Eficiencias y Funcionamiento del Sistema	2-3
2.2	Descripción del Proceso	2-5
2.2.1	Condensadores de COV	2-5
2.2.2	Unidad de Refrigeración	2-6
2.2.3	Equipo Auxiliar	2-7
2.3	Procedimientos de Diseño	2-8
2.3.1	Estimación de la Temperatura de Condensación	2-9
2.3.2	Carga de Calor del Condensador de COV	2-11
2.3.3	Tamaño del Condensador	2-14
2.3.4	Razón de Flujo del Refrigerante	2-15
2.3.5	Capacidad de Refrigeración	2-16
2.3.6	COV Recuperado	2-16
2.3.7	Equipo Auxiliar	2-16
2.3.8	Procedimiento Alternativo de Diseño	2-17
2.4	Estimación de la Inversión de Capital Total	2-18
2.4.1	Costos de Equipo de Sistemas Modulares de Recuperación de Vapor de Solvente	2-18
2.4.2	Costos de Equipo de Sistemas de Recuperación de Vapor de Solvente no Modulares (a la Medida).	2-22
2.4.3	Costos de Equipo de Sistemas de Recuperación de Vapor de Gasolina	2-23
2.4.4	Costos de Instalación	2-24
2.5	Estimación de los Costos Totales Anuales	2-25
2.5.1	Costos Anuales Directos	2-27
2.5.2	Costos Indirectos Anuales	2-27
2.5.3	Crédito por Recuperación	2-29
2.5.4	Costo Total Anual	2-29
2.6	Problema de Ejemplo 1	2-29
2.6.1	Información Requerida Para el Diseño	2-29
2.6.2	Diseño del Tamaño del Equipo	2-29
2.6.3	Costos de Equipo	2-33
2.6.4	Costo Total Anual	2-35
2.7	Problema de Ejemplo 2	2-35
2.7.1	Información Requerida Para el Diseño	2-36
2.8	Reconocimientos	2-37
	Referencias	2-37
	Apéndice A	2-39
	Apéndice B	2-42

2.1 Introducción

Los condensadores en uso hoy en día pueden caer en dos categorías: refrigerados o no-refrigerados. Los condensadores no-refrigerados se utilizan ampliamente como dispositivos de recuperación de materia prima y/o producto en industrias de procesos químicos. Frecuentemente son utilizados antes de los dispositivos de control (v.g. incineradores o absorbedores). Los condensadores refrigerados son utilizados como dispositivos de control de la contaminación ambiental para el tratamiento de corrientes de emisiones con altas concentraciones de **Compuestos Orgánicos Volátiles, COV**, (típicamente >5,000 ppmv) en aplicaciones que involucran grandes terminales de gasolina, almacenamiento, etc.

La condensación es una técnica de separación en la cual uno ó más de los componentes volátiles de una mezcla de vapor son separados de los vapores restantes por medio de la saturación, seguida por un cambio de fase. El cambio de fase de gas a líquido puede ser obtenido en dos maneras: (a) la presión del sistema puede aumentarse a una temperatura dada, ó (b) la temperatura puede ser disminuida a presión constante. En un sistema de dos componentes donde uno de los componentes no es condensable (v.g. aire), la condensación ocurre al punto de rocío (saturación), cuando la presión parcial del compuesto volátil es igual a su presión de vapor. Cuan más volátil sea el compuesto (v.g. cuan más bajo sea su punto de ebullición normal), mayor será la cantidad que pueda permanecer como vapor a una temperatura dada; de ahí la temperatura más baja requerida para la saturación (condensación). La refrigeración es empleada a menudo para obtener las bajas temperaturas requeridas por las eficiencias aceptables de remoción. Este capítulo se limita a la evaluación de condensación refrigerada a presión (atmosférica) constante.

2.1.1 Eficiencias y Funcionamiento del Sistema

La eficiencia de remoción de un condensador depende de las características de la corriente de la emisión, incluyendo la naturaleza del COV en cuestión (relación de presión de vapor/temperatura), concentración de COV y el tipo de refrigerante utilizado. Cualquier componente de cualquier mezcla de vapor puede ser condensado si se lleva a una temperatura suficientemente baja y se le deja que alcance el equilibrio. En la Figura 2.1 se muestra la dependencia de la presión de vapor con la temperatura para ciertos compuestos [1]. Un condensador no puede reducir la concentración de entrada a niveles por debajo de la concentración de saturación a la temperatura del refrigerante. Pueden alcanzarse eficiencias de remoción por encima del 90 por ciento, con refrigerantes tales como el agua fría, soluciones de salmuera, amoníaco o clorofluorocarbonos, dependiendo de la composición del COV y el nivel de concentración de la corriente de emisión.

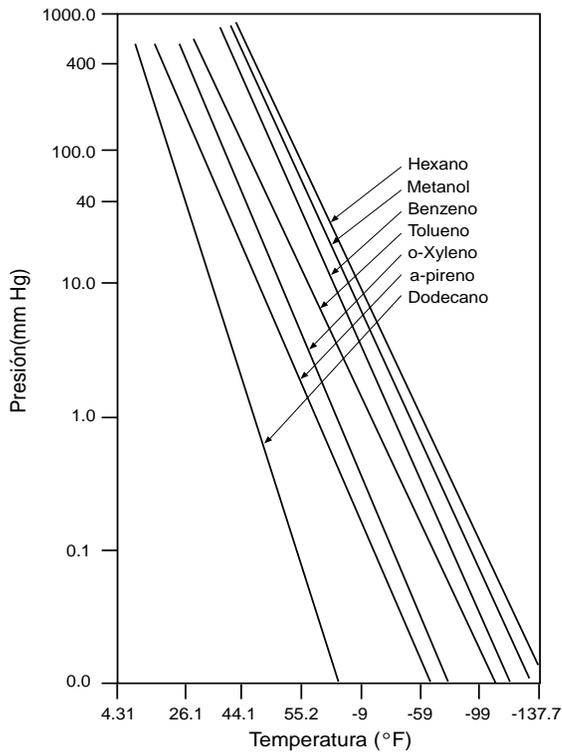


Figura 2.1: Presiones de Vapor de Compuestos Seleccionados vs. Temperatura [1]

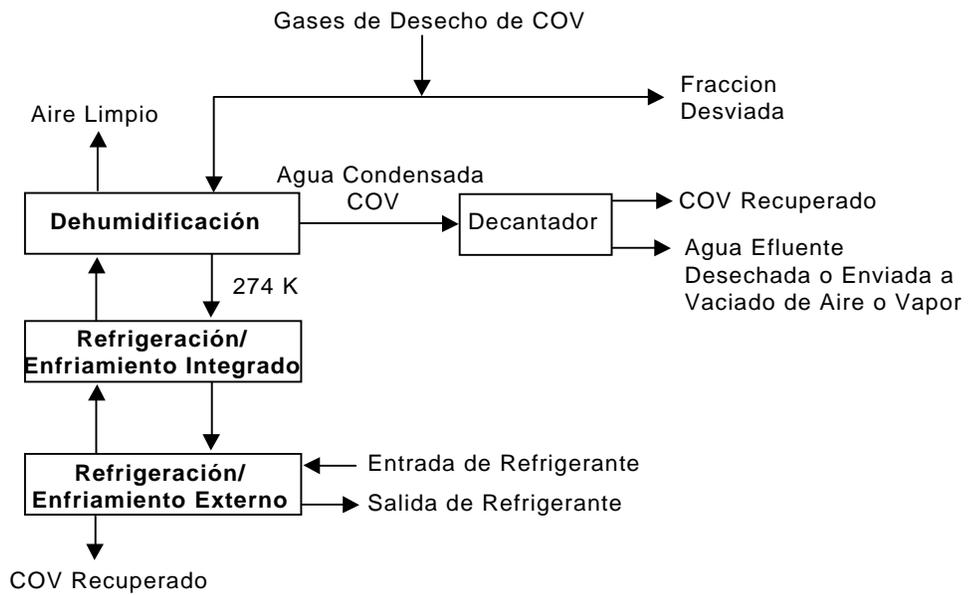


Figura 2.2: Diagrama Esquemático de un Sistema de Condensador Refrigerado

2.2 Descripción del proceso

En la Figura 2.2 se representa una configuración típica de un sistema de condensador de superficie refrigerada como un dispositivo de control de emisión. El equipo básico requerido para un sistema de condensador refrigerado, incluye un condensador de COV, una o más unidades de refrigeración y equipo auxiliar (v.g. preenfriador, tanque de recuperación/almacenamiento, bomba/soplador y tuberías).

2.2.1 Condensadores de COV

Los dos tipos más comunes de condensadores utilizados son los de superficie y los de contacto.[21] En los condensadores de superficie, el refrigerante no entra en contacto con la corriente de gas. La mayoría de los condensadores de superficie en sistemas refrigerados son del tipo de tubo y envoltura (véase la Figura 2.3).[3] Los condensadores de tubo y envoltura circulan el refrigerante a través de los tubos. Los COVs se condensan en el exterior de los tubos (v.g. dentro de la envoltura). Los intercambiadores de calor de tipo placa y marco también son utilizados como condensadores en sistemas refrigerados. En estos condensadores, el refrigerante y el vapor fluyen separadamente sobre placas delgadas. En cualquiera de los diseños, el vapor condensado forma una película en la superficie enfriada y drena hacia un tanque de recolección para almacenamiento, re-uso o disposición.

En contraste con los condensadores de superficie donde el refrigerante no entra en contacto con los vapores ni con el condensado, los condensadores de contacto enfrían la corriente de vapor al rociar ya sea un líquido a temperatura ambiente o un líquido enfriado, directamente en la corriente de gas.

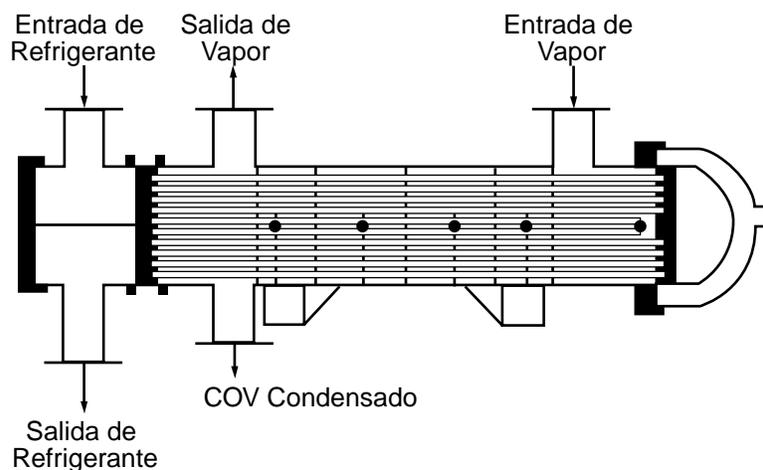


Figura 2.3: Diagrama Esquemático de un Sistema de Condensador Refrigerado

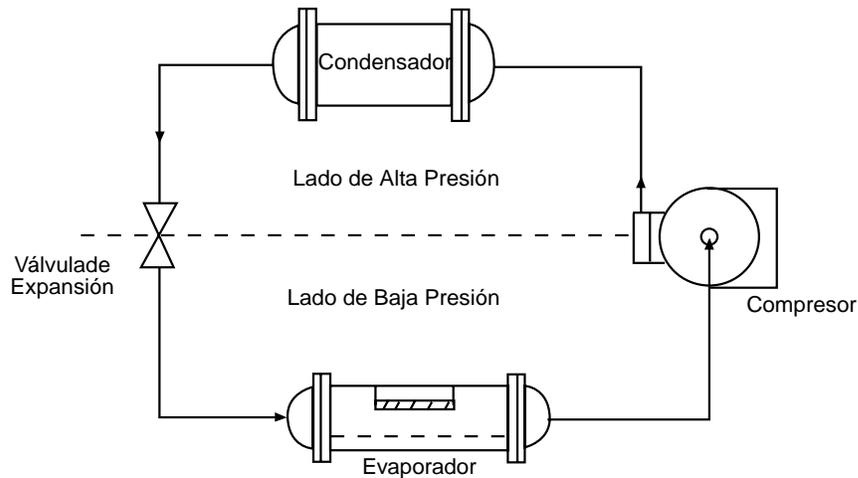


Figura 2.4: Ciclo Básico de Refrigeración [4]

El refrigerante usado de los condensadores de contacto, que contiene COVs, generalmente no puede ser usado de nuevo directamente y puede ser un problema de disposición. Adicionalmente, los COVs en el refrigerante usado no pueden ser recuperados directamente sin otro procesamiento. Como el refrigerante en los condensadores de superficie no entra en contacto con la corriente de vapor, no se contamina y puede ser reciclado en un circuito cerrado. Los condensadores de superficie también permiten la recuperación directa de COVs de la corriente de gas. En este capítulo se discutirá solamente el diseño y costo de sistemas de condensadores de superficie refrigerada.

2.2.2 Unidad de Refrigeración

El ciclo mecánico de compresión de vapor comúnmente usado para producir refrigeración, consiste de cuatro etapas: evaporación, compresión, condensación y expansión (véase la Figura 2.4).[4] El ciclo que se utiliza para la compresión de vapor en una sola etapa, involucra dos presiones, alta y baja, para permitir un proceso continuo para producir un efecto refrigerante. El calor absorbido de la corriente de gas, evapora el líquido enfriador (refrigerante). En seguida, el refrigerante (ahora en fase de vapor), es comprimido a una temperatura y presión más altas por el compresor del sistema. Después, el vapor supercalentado del refrigerante es condensado, rechazando sus calores sensible y latente en el condensador. Subsecuentemente, el líquido refrigerante fluye desde el condensador a través de la válvula de expansión, donde la presión y la temperatura se reducen a las del evaporador, completándose así el ciclo.

La capacidad de una unidad de refrigeración es la razón a la cual el calor es removido, expresada en toneladas de refrigeración. Una tonelada de refrigeración es la refrigeración

producida al fundir una tonelada de hielo a $32^{\circ}F$ en 24 horas. Es la relación de remover calor equivalente a 12,000 *Btu/h* ó 200 *Btu/min*. Para más detalles sobre principios de refrigeración, véase las referencias [5] y [6].

En las aplicaciones que requieren bajas temperaturas (por debajo de $-30^{\circ}F$), con frecuencia se emplean sistemas de refrigeración de múltiples etapas.[4] Los sistemas de múltiples etapas son diseñados y comercializados en dos tipos diferentes: compuesto y de cascada. En los sistemas compuestos, sólo se usa un refrigerante. En un sistema de cascada, dos o más sistemas separados de refrigeración se interconectan de tal manera que uno sirve al otro como un medio para la disipación de calor. Los sistemas de cascada son deseables para aplicaciones que requieren temperaturas entre los -50 y $-150^{\circ}F$ y que permiten el uso de diferentes refrigerantes en cada ciclo.[4] Teóricamente, son posibles cualquier número de etapas en cascada, requiriendo cada etapa un condensador adicional y una etapa adicional de compresión

En los sistemas de condensador refrigerado, se usan dos clases de refrigerantes; el primario y el secundario. Los refrigerantes primarios son aquellos que experimentan un cambio de fase de líquido a gas después de haber absorbido calor. Son ejemplos, el amoníaco (R-717) y los clorofluorocarbonos como el clorodifluorometano(R-22) o el diclorodifluorometano(R-12). Recientes preocupaciones de que éste último causa abatimiento de la capa de ozono, han impulsado el desarrollo de refrigerantes substitutos. Los refrigerantes secundarios como las soluciones de salmuera, actúan solamente como portadores de calor y permanecen en fase líquida.

Los sistemas convencionales utilizan un circuito refrigerante primario cerrado que enfría el circuito secundario a través del medio de transferencia de calor en el evaporador. El fluido secundario de transferencia de calor es bombeado a un condensador de vapor de COV donde es usado para enfriar la corriente de vapor de aire/COV. Sin embargo, en algunas aplicaciones el fluido primario de refrigeración es usado directamente para enfriar la corriente de vapor.

2.2.3 Equipo Auxiliar

Tal como se muestra en la Figura 2.2, algunas aplicaciones pueden requerir equipo auxiliar, tal como pre-enfriadores, tanques de recuperación/almacenamiento, bombas/sopladores y tuberías.

Si el vapor de agua está presente en la corriente tratada de gas ó si el COV tiene un punto de congelación alto (v.g. benceno), se podrían formar hielo o hidrocarburos congelados en los tubos o placas del condensador. Esto reduciría la eficiencia de la transferencia de calor del condensador y por ende reducir la eficiencia de remoción. La formación de hielo también aumentará la caída de presión a través del condensador. En tales casos, puede ser necesario un pre-enfriador

para condensar la humedad antes del condensador de COV. Éste pre-enfriador reduciría la temperatura de la corriente a aproximadamente 35-40°F, removiendo efectivamente la humedad del gas. Alternativamente, un ciclo de calentamiento intermitente puede ser usado para derretir el hielo acumulado. Esto puede lograrse circulando salmuera a temperatura ambiente a través del condensador o con el uso de radiadores de calor en espiral. Si un sistema no es operado continuamente, el hielo también puede ser removido circulando aire a temperatura ambiente.

En ciertos casos, puede ser necesario un tanque de recuperación de COV para el almacenamiento temporal del COV condensado antes de ser reusado, reprocesado o transferido a un tanque más grande. Las bombas y los sopladores son usados típicamente para transferir líquidos (v.g. el refrigerante o el COV recuperado) y corrientes de gas, respectivamente, dentro del sistema.

2.3 Procedimientos de Diseño

En esta sección se presentan dos procedimientos para el diseño (cálculo de tamaño), de sistemas de condensadores de superficie refrigerada para remover COV de mezclas de aire/COV. En el primer procedimiento presentado, se calcula la temperatura de salida del condensador, necesaria para obtener una eficiencia dada de recuperación de COV. En el segundo procedimiento, que es el inverso del primero, la temperatura de salida es dada y se calcula la eficiencia de recuperación que le corresponde.

El primer procedimiento depende del conocimiento de los siguientes parámetros:

1. La razón de flujo volumétrico de la corriente de gas que contiene COV;
2. La temperatura de entrada de la corriente de gas;
3. La concentración y composición del COV en la corriente de gas;
4. La eficiencia requerida de remoción del COV;
5. Contenido de humedad en la corriente de la emisión; y
6. Las propiedades del COV (suponiendo que el COV es un compuesto puro):
 - Calor de condensación,
 - Capacidad calorífica, y
 - Presión de vapor.

Tabla 2.1: Datos de Entrada Requeridos.

Datos	Nombre de la Variable	Unidades
Razón de la corriente de entrada	Q_{in}	ft^3/min (77°F: 1 atm)
Temperatura de la corriente de entrada	T_{in}	°F
Fracción volumen de entrada de COV	$Y_{COV,in}$	fracción de volumen
Eficiencia de remoción de COV requerida	n	-
Constantes ^a de la Ecuación de Antoine	A,B,C	Btu/lb-mole
Calor de condensación del COV ^a	deltaH	Btu/lb-mole-°F
Capacidad calorífica del COV ^a	$C_{p,COV}$	Btu/lb-°F
Calor específico del refrigerante	$C_{p,cool}$	Btu/lb-mole-°F
Capacidad calorífica del Aire	$C_{p,air}$	

^aVéase el Apéndice A para éstas propiedades de compuestos orgánicos seleccionados

El diseño de un sistema de condensador refrigerado requiere determinar el tamaño del condensador del COV y la capacidad de refrigeración de la unidad. Para una eficiencia dada de remoción, necesitan calcularse la temperatura de condensación y la carga de calor, para determinar estos parámetros. Los datos necesarios para realizar los cálculos con sus variables y unidades se enlistan en la Tabla 2.1.

Los pasos delineados a continuación para la estimación de la temperatura de condensación y la carga de calor, se aplican a una mezcla de dos componentes (COV/aire), en la cual uno de los dos componentes es considerado no-condensable (aire). Se supone que el componente COV consiste de un sólo compuesto. También se supone que la corriente de emisión está libre de humedad. Los cálculos están basados en las suposiciones de que el gas y la solución son ideales, para simplificar los procedimientos de diseño del tamaño. Para un análisis más riguroso, véase la Referencia. [5].

2.3.1 Estimación de la Temperatura de Condensación

Para determinar la carga de calor, debe estimarse la temperatura necesaria para condensar la cantidad requerida de COV. El primer paso es determinar la concentración de COV a la salida del condensador para una eficiencia dada de remoción. Esta se calcula determinando primero la presión parcial del COV a la salida, P_{COV} . Suponiendo que se aplica la ley del gas ideal, P_{COV} está dada por:

$$P_{VOC} (salida) = 760 \frac{\text{Moles de COV en la corriente de salida}}{\text{Moles en la corriente de entrada} - \text{Moles de COV removido}} \quad (2.1)$$

donde

P_{COV} = Presión parcial del COV en la corriente de salida (mm Hg).

y se supone que el condensador opera a presión constante de una atmósfera (760 mm Hg).

Sin embargo:

$$\text{Moles de COV en la corriente de salida} = (\text{Moles de COV en la corriente de entrada})(1-\eta) \quad (2.2)$$

$$\text{Moles de COV en la corriente de entrada} = (\text{Moles en la corriente de entrada}) y_{COV,in} \quad (2.3)$$

$$\text{Moles de COV removidos} = (\text{Moles de COV en la corriente de entrada}) \eta \quad (2.4)$$

donde

η = eficiencia de remoción del sistema condensador (fraccional)

η = Moles de COV removidos/Moles de COV en la corriente de entrada

$y_{COV,in}$ = Fracción Volumen de COV en la corriente de entrada

Substituyendo éstas variables en la Ecuación 2.1, obtenemos:

$$P_{VOC} = 760 \left[\frac{y_{VOC,in} (1 - \eta)}{1 - (\eta y_{VOC,in})} \right] \quad (2.5)$$

A la salida del condensador, se supone que el COV en la corriente de gas está en equilibrio con el COV condensado. En el equilibrio, la presión parcial de COV en la corriente de gas es igual a su presión de vapor a esa temperatura, suponiendo que el condensado es COV puro (v.g., presión de vapor, P_{COV}). Por lo tanto, la temperatura de condensación puede ser especificada, determinando la temperatura a la cual ésta condición ocurre. Éste cálculo está basado en la Ecuación de Antoine que define la relación entre la presión de vapor y la temperatura para un compuesto en particular:

$$\log P_{VOC} = A - \frac{B}{T_{con} + C} \quad (2.6)$$

en donde T_{con} es la temperatura de condensación ($^{\circ}\text{C}$). Nótese que T_{con} está en grados Centígrados en ésta ecuación. En la ecuación 2.6, A , B , y C son constantes específicas del COV pertinentes a la temperatura expresada en $^{\circ}\text{C}$ y presión en mm Hg (véase el Apéndice 8A). Resolviendo por T_{con} y convirtiendo a grados Fahrenheit:

$$T_{con} = \left(\frac{B}{A - \log_{10} (P_{VOC})} - C \right) 1.8 + 32 \quad (2.7)$$

Los métodos de cálculo para una corriente de gas que contiene múltiples COVs son complejos, particularmente cuando hay desviaciones significativas del comportamiento ideal de gases y líquidos. Sin embargo, puede estimarse la temperatura necesaria para la condensación de una mezcla de COVs, por la media ponderada de las temperaturas necesarias para condensar cada COV en la corriente de gas a una concentración igual a la concentración total de COV.[1]

2.3.2 Carga de Calor del Condensador de COV

La carga de calor del condensador es la cantidad de calor que debe removerse de la corriente de entrada para obtener la eficiencia de remoción especificada. Se determina por un balance de energía, tomando en cuenta el cambio de entalpía debido al cambio de temperatura del COV, el cambio de entalpía debido a la condensación de COV y el cambio de entalpía debido al cambio de temperatura del aire. En el siguiente análisis, el cambio de entalpía debido a la presencia de humedad en el flujo de gas de entrada es insignificante.

Para los propósitos de esta estimación, se supone que la carga de calor total en el sistema es igual a la carga de calor del condensador de COV. Realmente, cuando se calculan los requerimientos de capacidad de refrigeración para unidades de refrigeración a baja temperatura, se deben considerar cuidadosamente la línea del proceso y las pérdidas y entradas de calor en las bombas del proceso. Las capacidades de las unidades de refrigeración son clasificadas típicamente en términos de generación neta y no reflejan ninguna pérdida a través de las bombas o líneas de proceso.

Primero, el número de *lb*-moles de COV por hora en la corriente de entrada debe ser calculado por la siguiente expresión:

$$M_{VOC, in} = \frac{Q_{in}}{392 \text{ ft}^3} (y_{VOC, in}) 60 \frac{min}{hr} \quad (2.8)$$

donde $M_{COV,in}$ es la razón de flujo molar del COV en la corriente de entrada y Q la razón de flujo volumétrico en ft^3/min ($scfm$). El factor 392 es el volumen (ft^3) ocupado por una lb -mole de la corriente de gas de entrada a condiciones normales ($77^\circ F$ y 1 atm). El número de lb -moles de COV por hora en la corriente de gas de salida se calcula como sigue:

$$M_{voc, out} = M_{voc, in} (1 - \eta) \quad (2.9)$$

donde $M_{COV,out}$ es la razón de flujo molar de COV en el flujo de salida. Finalmente, el número de lb -moles de COV por hora que son condensados se calcula como sigue:

$$M_{voc, con} = M_{voc, in} - M_{voc, out} \quad (2.10)$$

donde $M_{COV,con}$ es la razón de flujo del COV que es condensado.

La carga de calor del condensador es entonces calculada por la siguiente ecuación:

$$H_{load} = \Delta H_{con} + \Delta H_{uncon} + \Delta H_{noncon} \quad (2.11)$$

donde

$$\begin{aligned} H_{load} &= \text{carga de calor del condensador (Btu/hr)} \\ H_{con} &= \text{cambio de entalpía asociado con el COV condensado (Btu/hr)} \\ H_{uncon} &= \text{cambio de entalpía asociado con el COV no condensado (Btu/hr)} \\ H_{noncon} &= \text{cambio de entalpía asociado con el aire no condensable (Btu/hr)}. \end{aligned}$$

El cambio de entalpía del COV condensado se calcula como sigue:

$$\Delta H_{con} = M_{VOC, con} \left[\Delta H_{VOC} + C_{p, VOC} (T_{in} - T_{con}) \right] \quad (2.12)$$

donde H_{COV} es el calor molar de condensación y $C_{p,COV}$ es la capacidad de calor molar del COV. Cada parámetro varía en función de la temperatura. En la ecuación 2.12, H_{COV} y $C_{p,COV}$ se evalúan a la temperatura media:

$$T_{mean} = \frac{T_{in} + T_{con}}{2} \quad (2.12a)$$

El calor de condensación a una temperatura específica, T_2 , ($^{\circ}R$), puede ser calculada con referencia a una temperatura, T_1 ($^{\circ}R$), usando la Ecuación de Watson:[7]

$$\left(\Delta H_{\text{VOC}} \text{ at } T_2\right) = \left(\Delta H_{\text{VOC}} \text{ at } T_1\right) \left(\frac{1 - \frac{T_2}{T_c}}{1 - \frac{T_1}{T_c}}\right)^{0.38} \quad (2.13)$$

donde T_c ($^{\circ}R$) es la temperatura crítica del COV.

La capacidad calorífica también puede calcularse para una temperatura específica, T_2 , si las constantes de capacidad calorífica (a , b , c , y d) son conocidas para el compuesto en cuestión. La ecuación de la capacidad calorífica es:

$$C_{p,\text{voc}} = a + bT_2 + cT_2^2 + dT_2^3 \quad (2.14)$$

Sin embargo, para simplificar el análisis de la carga de calor, se puede suponer que $C_{p,\text{COV}}$ permanece constante en el rango de temperatura de operación (v.g., $T_{\text{in}} - T_{\text{con}}$), sin mucha pérdida de exactitud en los cálculos de cargas de calor, ya que el cambio calor sensible en la Ecuación 2.12 es relativamente pequeño en comparación al cambio de entalpía debido a la condensación.

Los datos de calor de condensación y de capacidad calorífica se proporcionan en el Apéndice A. El calor de condensación para cada compuesto es reportado a su punto de ebullición, mientras que su capacidad calorífica es dada a $77^{\circ}F$. Para estimar el calor de condensación a otra temperatura, utilice la Ecuación 2.13. Sin embargo, los datos de capacidad calorífica del Apéndice A pueden ser usados para aproximar $C_{p,\text{COV}}$ a otras temperaturas, puesto que los cambios de calor son por lo general pequeños, comparados con los cambios de la entalpía de condensación.

El cambio de entalpía asociado con el COV no condensado se calcula por la siguiente expresión:

$$H_{\text{uncon}} = M_{\text{VOC, out}} C_{p,\text{VOC}} (T_{\text{in}} - T_{\text{con}}) \quad (2.15)$$

Finalmente, el cambio de entalpía de aire no condensable se calcula como sigue:

$$\Delta H_{\text{noncon}} = \left[\left(\frac{Q_{\text{in}}}{392 \text{ ft}^3} 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \right) - M_{\text{VOC, in}} \right] C_{p, \text{air}} (T_{\text{in}} - T_{\text{con}}) \quad (2.16)$$

donde $C_{p, \text{air}}$ es el calor específico del aire. En ambas Ecuaciones 2.15 y 2.16, los C_p s son evaluados a la temperatura media, tal como es dada en la Ecuación 2.12a.

2.3.3 Tamaño del Condensador

El tamaño de los condensadores se diseña en base a la carga de calor, a la media logarítmica de la diferencia de temperatura entre las corrientes de la emisión y el refrigerante y al coeficiente de transferencia de calor total. El coeficiente de transferencia de calor total, U , puede ser estimado de los coeficientes de transferencia de calor individuales de las corrientes de gas y del refrigerante. Los coeficientes de transferencia de calor total para los intercambiadores de calor tubulares, en donde los vapores de solvente orgánico en gas no condensable, se condensan en el lado de la envoltura y se circula agua/salmuera en el lado de los tubos, varían típicamente de 20 a 60 $Btu/hr-ft^2-^{\circ}F$ según el Manual del Ingeniero Químico de Perry[4]. Para simplificar los cálculos, puede usarse un solo valor de U para diseñar el tamaño de estos condensadores. Esta aproximación es aceptable para el propósito de realizar estimaciones de estudio de costos.

Por consiguiente, puede usarse una estimación de 20 $Btu/hr-ft^2-^{\circ}F$ para obtener un cálculo conservador del tamaño del condensador. La siguiente ecuación es usada para determinar el área requerida para la transferencia de calor:

$$A_{\text{con}} = \frac{H_{\text{load}}}{U \Delta T_{\text{lm}}} \quad (2.17)$$

donde

A_{con} = superficie de área del condensador (ft^2)

U = coeficiente global de transferencia de calor ($Btu/hr-ft^2-^{\circ}F$)

T_{lm} = media logarítmica de la diferencia de temperatura ($^{\circ}F$).

La media logarítmica de la diferencia de temperatura es calculada por la siguiente ecuación, que está basada en el uso de un condensador de flujo a contracorriente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{in} - T_{cool, out}) - (T_{con} - T_{cool, in})}{\ln \left(\frac{T_{in} - T_{cool, out}}{T_{con} - T_{cool, in}} \right)} \quad (2.18)$$

donde

$T_{cool, in}$ = temperatura de entrada del refrigerante ($^{\circ}F$)

$T_{cool, out}$ = temperatura de salida del refrigerante ($^{\circ}F$).

Se puede suponer que la diferencia de temperatura (“aproximación”) a la salida del condensador es de $15^{\circ}F$. En otras palabras, la temperatura de entrada del refrigerante, $T_{cool, in}$, será $15^{\circ}F$ menos que la temperatura de condensación calculada, T_{con} . También, el aumento de temperatura del refrigerante se especifica como de $25^{\circ}F$. (Éstas dos temperaturas- la de “aproximación” del condensador y el aumento de temperatura del refrigerante, reflejan una buena práctica de diseño que, si se usa, resultará en un tamaño aceptable del condensador). Por lo tanto, las siguientes ecuaciones pueden ser aplicadas para determinar las temperaturas de entrada y salida del refrigerante:

$$T_{cool, in} = T_{con} - 15^{\circ}F \quad (2.19)$$

$$T_{cool, out} = T_{cool, in} + 25^{\circ}F \quad (2.20)$$

2.3.4 Razón de Flujo del Refrigerante

El calor removido de la corriente de emisión es transferido al refrigerante. Por un simple balance de energía, la razón de flujo del refrigerante puede ser calculada como sigue:

$$W_{cool} = \frac{H_{load}}{C_{p, cool} (T_{cool, out} - T_{cool, in})} \quad (2.21)$$

donde W_{cool} es la razón del flujo del refrigerante (lb/hr), y $C_{p, cool}$ es el calor específico del refrigerante ($Btu/lb-^{\circ}F$). $C_{p, cool}$ variará de acuerdo al tipo de refrigerante utilizado. Para una mezcla de 50-50 (% en volumen) de etilenglicol y agua, $C_{p, cool}$ es aproximadamente $0.65 Btu/lb-^{\circ}F$. El calor específico de la salmuera (agua salada), otro refrigerante comúnmente utilizado, es aproximadamente $1.0 Btu/lb-^{\circ}F$.

2.3.5 Capacidad de Refrigeración

Se supone que la unidad de refrigeración proveerá el refrigerante al condensador, a la temperatura requerida. La capacidad de refrigeración requerida es expresada en términos de toneladas de refrigeración como sigue:

$$R = \frac{H_{load}}{12,000} \quad (2.22)$$

Nuevamente, como se explica en la sección 2.3.2, H_{load} no incluye ninguna pérdida de calor.

2.3.6 COV Recuperado

La masa de COV recuperada en el condensador puede ser calculada utilizando la siguiente expresión:

$$W_{voc, con} = M_{voc, con} \times MW_{voc} \quad (2.23)$$

donde

$W_{COV, con}$ = masa de COV recuperada (o condensada) (lb/hr)
 MW_{COV} = peso molecular del COV (lb/lb-mole).

2.3.7 Equipo Auxiliar

El equipo auxiliar para un condensador de superficie refrigerada puede incluir:

- pre-enfriador,
- tanque de almacenamiento del COV recuperado,
- bombas/sopladores, y
- tubería/conductos.

Si el vapor de agua está presente en la corriente tratada de gas, puede requerirse un pre-enfriador para remover la humedad y prevenir que se forme hielo en el condensador de COV. La concentración de humedad y la temperatura de la corriente de emisión, influyen en el diseño del tamaño de un pre-enfriador. Tal como se discute en la Sección 2.2.3, puede no ser necesario un pre-enfriador en sistemas de condensadores de superficie refrigerada de operación intermitente donde el hielo tendrá tiempo de derretirse entre los períodos sucesivos de operación.

Si se requiere un pre-enfriador, una temperatura típica de operación es de 35 a 40°F. A ésta temperatura, casi todo el vapor de agua presente se condensará sin riesgo de congelarse. Ésta temperatura de condensación corresponde aproximadamente a un rango de eficiencia de remoción de 70 a 80 por ciento, si la corriente de entrada está saturada con vapor de agua a 77°F. El procedimiento de diseño delineado en las secciones previas para un condensador de COV, puede ser utilizado para diseñar el tamaño del pre-enfriador, en base a la tabla psicométrica para el sistema de vapor de agua-aire.(véase la Referencia [4]).

Se utilizan tanques de almacenamiento/recuperación para almacenar el COV condensado, cuando el reciclado directo del COV condensado no es una opción conveniente. El tamaño de éstos tanques está determinado por la cantidad de condensado de COV que será recolectada y el tiempo necesario antes de que sea descargado. El diseño del tamaño de las bombas y los sopladores se basa en las razones de flujo del líquido y del gas, respectivamente, así como en la caída de presión en el sistema entre la entrada y la salida. El diseño del tamaño de los conductos y tuberías (largo y diámetro), depende primordialmente de la razón del flujo, de la velocidad en el conducto/tubo, del espacio disponible y de la distribución del sistema.

2.3.8 Procedimiento Alternativo de Diseño

En algunas aplicaciones, puede ser deseable diseñar el tamaño y costo de un sistema de condensador refrigerado que utilizará un refrigerante específico y que proporciona una temperatura particular de condensación. El procedimiento de diseño que se debe emplearse es un caso tal, sería esencialmente el mismo que el presentado en ésta sección, excepto que en lugar de calcular la temperatura de salida del condensador que se debe obtener para una eficiencia de recuperación especificada de COV, la temperatura de salida está dada y se calcula la eficiencia de recuperación correspondiente.

El cálculo inicial sería para estimar la presión parcial (vapor) del COV a la temperatura de salida dada, T_{con} , utilizando la Ecuación 2.6. En seguida, se calcula η usando la Ecuación 2.24, reorganizando la Ecuación 2.5:

$$\eta = \frac{(760 y_{VOC, in}) - P_{VOC}}{y_{VOC, in} (760 - P_{VOC})} \quad (2.24)$$

Finalmente, se substituye la P_{COV} calculada en esta ecuación para obtener η . En el resto de los cálculos para estimar la carga de calor del condensador, la capacidad de refrigeración, la razón de flujo del refrigerante, etc., sígase el procedimiento presentado en las secciones 2.3.2 a 2.3.7.

2.4 Estimación de la Inversión de Capital Total

En esta sección se presentan los procedimientos y datos necesarios para estimar los costos de capital para sistemas de condensadores de superficie refrigerada en aplicaciones de recuperación de vapor de solvente y vapor de gasolina. En las Secciones 2.4.1 y 2.4.2 se presentan los costos para los sistemas modulares y hechos a la medida de recuperación de vapor de solvente, respectivamente. Los costos para los sistemas modulares de recuperación de vapor de gasolina se describen en la Sección 2.4.3. Se calculan los costos en base a los procedimientos de diseño/tamaño discutidos en la Sección 2.3.

La inversión de capital total, (*Total Capital Investment*), *TCI*, incluye el costo de equipo, *EC*, para la unidad entera de condensador refrigerado, el costo del equipo auxiliar, impuestos, fletes y los costos de instrumentación y directos e indirectos de instalación. Todos los costos en éste capítulo se presentan en dólares del tercer trimestre de 1990¹.

Para éstos sistemas de control, la inversión de capital total es una estimación de costo limitada y no prevén la inclusión de servicios, apoyos ni caminos de acceso al sitio; ni el terreno, ni los servicios de reserva, ni el capital de trabajo, ni la investigación y desarrollo requeridos; o las tuberías e interconexiones de instrumentación que pueden ser requeridas en el proceso que genera el gas residual. Éstos costos son en base a instalaciones nuevas; no se incluyen los costos de reconversión. Los factores de los costos de reconversión son tan específicos de cada sitio, que no se ha intentado proporcionarlos.

La exactitud esperada de las estimaciones de costos presentadas en éste capítulo es de ± 30 por ciento (v.g., estimaciones “de estudio”). Se debe tener en mente que aún para una aplicación dada, los procedimientos de diseño y manufactura varían de un fabricante a otro, de manera que los costos pueden variar.

En las siguientes dos secciones, se presentan los costos de equipo para sistemas de recuperación de vapor de solvente, modulares y hechos a la medida, respectivamente. Con los sistemas modulares, el costo es un factor de los sistemas de refrigeración hechos a la medida; el costo de equipo se determina como la suma de los costos de los componentes individuales del sistema. Finalmente, los costos de equipo para sistemas modulares de recuperación de vapor de gasolina, están dados en la Sección 2.4.3.

2.4.1 Costos de Equipo de Sistemas Modulares de Recuperación de Vapor de Solvente

Se les pidió a los proveedores que proporcionaran estimaciones de costos de unidades de refrigeración para una amplia gama de aplicaciones. Las ecuaciones que se muestran a continuación, para costos de equipo de unidades de refrigeración, *EC_p*, son regresiones multivariantes de datos proporcionados por dos proveedores y son válidas solo para los rangos citados en la Tabla 2.2.[8,9] En ésta tabla, los rangos de capacidad de las unidades de refrigeración para las cuales estuvieron disponibles los datos de costos, se muestran como una función de la temperatura.

Table 2.2: Rangos de Aplicabilidad de las Ecuaciones de Costo de Unidades de Refrigeración (Ecuaciones 2.25 a 2.27)

Temperatura T_{con} ($^{\circ}F$) ^a	Tamaño Mínimo Disponible R (toneladas)		Tamaño Máximo Disponible R (toneladas)	
	Una Sola Etapa	Múltiples Etapas	Una Sola Etapa	Múltiples Etapas
40	0.85	NA ^b	174	NA
30	0.63	NA	170	NA
20	0.71	NA	880	NA
10	0.44	NA	200	NA
0 a -5	0.32	NA	133	NA
-10	0.21	3.50	6.6	81
-20 a -25	0.13	2.92	200	68
-30	NA	2.42	NA	85
-40	NA	1.92	NA	68
-45 a -50	NA	1.58	100 ^c	55
-55 a -60	NA	1.25	100 ^c	100
-70	NA	1.33	NA	42
-75 a -80	NA	1.08	NA	150
-90	NA	0.83	NA	28
-100	NA	0.67	NA	22

^aPara temperaturas de condensación entre los niveles descritos, redondear al límite más cercano (v.g., si $T_{con} = 16^{\circ}F$, utilice $20^{\circ}F$) para determinar el tamaño mínimo y máximo disponibles.

^bNA = Sistema no disponible según datos del proveedor recopilados en éste estudio.

^cSólo un dato puntual disponible

Unidades de refrigeración de una sola etapa (menos de 10 toneladas)

$$EC_r = (9.83 - 0.014T_{con} + 0.340 \ln R) \quad (2.25)$$

Unidades de refrigeración de una sola etapa (mayor o igual a 10 toneladas)

$$EC_r = (9.26 - 0.007T_{con} + 0.627 \ln R) \quad (2.26)$$

Unidades de refrigeración de múltiples etapas

$$EC = \exp(9.73 - 0.012T_{con} + 0.584 \ln R) \quad (2.27)$$

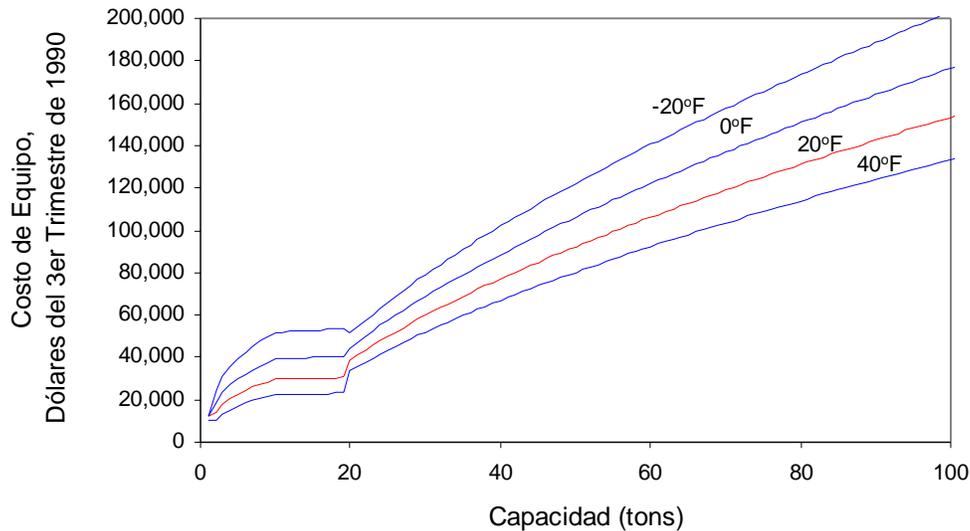


Figura 2.5: Costo de Equipo de Unidades de Refrigeración (Una Sola Etapa) [8.9]

Las Ecuaciones 2.25 y 2.26 proporcionan los costos para unidades de refrigeración basados en diseños de una sola etapa, mientras que la Ecuación 2.27 da los costos para unidades de múltiples etapas. La Ecuación 2.27 cubre los dos tipos de unidades de múltiples etapas, de “cascada” y “compuestas”. Los datos proporcionados por el proveedor muestran que los costos de unidades de cascada y compuestas son comparables, difiriendo generalmente por menos de 30%. [8] De esta manera, solo se proporciona una ecuación de costo. La Ecuación 2.25 se aplica a unidades de refrigeración de una sola etapa de menos de 10 toneladas y la Ecuación 2.26 se aplica a unidades de refrigeración de una sola etapa tan grandes o mayores a 10 toneladas. Las unidades de una sola etapa típicamente alcanzan temperaturas entre 40 y $-20^{\circ}F$, aunque hay unidades capaces de alcanzar $-60^{\circ}F$ en una sola etapa. [8, 10] Las unidades de múltiples etapas son capaces de operar a temperaturas más bajas, entre -10 y $-100^{\circ}F$.

En la Figura 2.5 se representan gráficamente los costos de las unidades de refrigeración de una sola etapa para ciertas temperaturas seleccionadas. En la Figura 2.6 se muestran las curvas de costo para unidades de refrigeración de múltiples etapas.

(NOTA: En la Figura 2.5, las discontinuidades en las curvas para la capacidad de 10 toneladas son el resultado de dos ecuaciones de regresión utilizadas. La Ecuación 2.25 es utilizada para capacidades de menos de 10 toneladas; la Ecuación 2.26 es utilizada para capacidades mayores o iguales a 10 toneladas.)

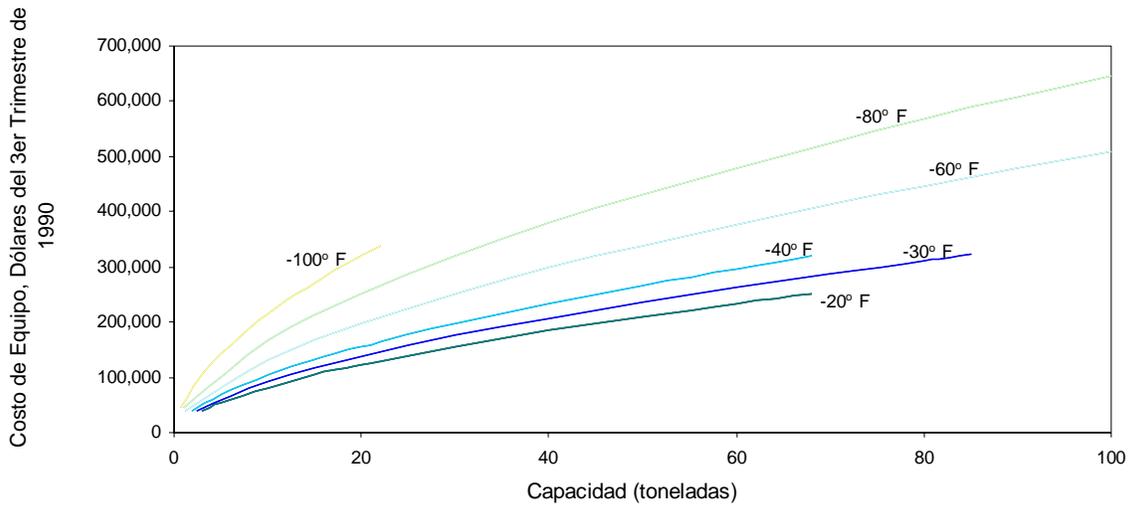


Figura 2.6: Costo de Equipo de Unidades Refrigeración (Múltiples etapas)[9]

Éstos costos son para modelos para exteriores que están montados en tarimas sobre vigas de acero y que consisten de los siguientes componentes: cubierta impermeable sobre la que se puede caminar, máquina de refrigeración de baja temperatura enfriada con aire, con diseño de bombas duales, depósito de almacenamiento, tablero de control e instrumentación, condensador de vapor y la tubería necesaria. Las unidades de refrigeración AR tienen dos bombas: una bomba del sistema y una bomba de desvío (*bypass*) para que el condensador opere con un circuito corto durante las condiciones sin carga. No se incluyen los costos de los fluidos de transferencia de calor (salmuera). El costo de equipo de los sistemas modulares de recuperación de vapor (EC_p), se estima que es 25 por ciento mayor que el costo solo de la unidad de refrigeración [9]. El costo adicional incluye el condensador de COV, el tanque de recuperación, las conexiones necesarias, la tubería y la instrumentación adicional. Así:

$$EC_p = 1.25 EC_r \quad (2.28)$$

El costo del equipo comprado (*Purchased equipment cost*), PEC , incluye el costo del equipo modular, EC_p y factores para impuestos sobre ventas (0.03) y fletes (0.05). En las unidades modulares se incluyen la instrumentación y los controles. De esta manera,

$$PEC_p = EC_p (1 + 0.03 + 0.05) = 1.08 EC_p \quad (2.29)$$

2.4.2 Costos de Equipo de Sistemas de Recuperación de Vapor de Solvente no Modulares (a la Medida)

Para desarrollar las estimaciones de costos para sistemas refrigerados no modulares hechos a la medida, se solicitó información de costos a los proveedores de unidades de refrigeración, de condensadores de COV y de tanques de almacenamiento/recuperación de COV [9, 11, 12]. Las cotizaciones de los proveedores fueron utilizadas para desarrollar las estimaciones de costos para cada tipo de equipo. Para cada tipo de equipo solo un conjunto de datos del proveedor estuvo disponible.

Las Ecuaciones 2.25, 2.26, y 2.27 mostradas anteriormente, son aplicables para estimar los costos de las unidades de refrigeración. La Ecuación 2.30 muestra la ecuación desarrollada para estimaciones de costos del condensador de COV [11]:

$$EC_{con} = 34 A_{con} + 3,755 \quad (2.30)$$

Ésta ecuación es válida para el rango de 38 a 800 ft^2 y representa los costos para intercambiadores de calor del tipo tubo árido y envoltura, con tubos de acero inoxidable 304.

La siguiente ecuación representa los datos de costos del tanque de almacenamiento/recuperación, obtenidos de un proveedor[12]:

$$EC_{tank} = 2.72 V_{tank} + 1,960 \quad (2.31)$$

Éstos costos son aplicables para el rango de 50 a 5,000 relativo a tanques verticales de acero inoxidable 316 .

Los procedimientos de costo para un pre-enfriador (EC_{pre}) que incluye una unidad separada de condensador/refrigeración y un tanque de recuperación son similares a los de sistemas de condensador refrigerado construidos a la medida. Por lo tanto, las Ecuaciones 2.25 a la 2.31 serían aplicables, con excepción de la Ecuación 2.27, que representa a sistemas de múltiples etapas. Los sistemas de múltiples etapas operan a temperaturas mucho más bajas que las requeridas por un pre-enfriador.

Los costos de equipo auxiliar, tal como conductos, tuberías, ventiladores o bombas, son designados como EC_{aux} . Estos artículos deben ser costeados separadamente utilizando los métodos descritos en otras partes de éste Manual.

El costo total de equipo para sistemas hechos a la medida, EC_c se expresa entonces como:

$$EC_c = EC_r + EC_{con} + EC_{tank} + EC_{pre} + EC_{aux} \quad (2.32)$$

El costo de equipo comprado, incluyendo EC_c y los factores para impuestos sobre ventas (0.03), fletes (0.05), instrumentación y control (0.10), está dado a continuación:

$$PEC_c = EC_c (1 + 0.03 + 0.05 + 0.10) = 1.18 EC_c \quad (2.33)$$

2.4.3 Costos de Equipo de Sistemas de Recuperación de Vapor de Gasolina

Se obtuvieron cotizaciones separadas para sistemas modulares de recuperación de vapor de gasolina, porque éstos sistemas se diseñan especialmente para controlar emisiones de vapor de gasolina de fuentes tales como tanques de almacenamiento, terminales de gasolina en volumen y navíos con operaciones de carga y descarga. Los sistemas que controlan las operaciones de carga y descarga de gasolina de navíos, también deben satisfacer los requisitos de seguridad de la Guardia Costera de los Estados Unidos (*U.S. Coast Guard*).

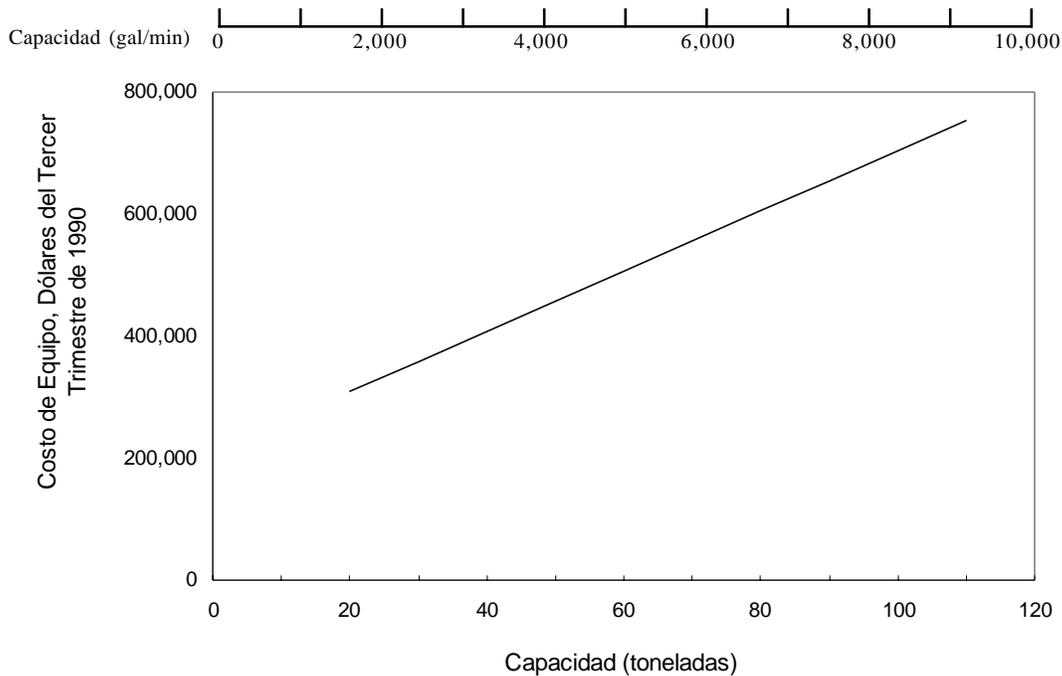


Figura 2.7: Costo de Equipo de Sistemas de Recuperación de Vapor de Gasolina [9]

Se utilizaron cotizaciones obtenidas de un proveedor para desarrollar estimaciones de costos de equipo para éstos sistemas modulares (véase la Figura 2.7). La ecuación de costo mostrada a continuación es una regresión por mínimos cuadrados de éstos datos de costos y es válida para un rango de 20 a 140 toneladas.[91]

$$EC_p = 4,910 R + 212,000 \quad (2.34)$$

Los datos del proveedor de capacidad de flujo del proceso (*gal/min*) vs. costo (\$) fueron transformados en la Ecuación 2.34, después de aplicar los procedimientos de diseño de la Sección 2.3. En el Apéndice B se dan los detalles de la transformación de los datos.

Las estimaciones de costo se aplican a sistemas de condensador refrigerado de COV montados en tarimas para la recuperación de vapores de hidrocarburos, principalmente en instalaciones de carga/descarga de gasolina. Los sistemas son operados intermitentemente entre -80 y $-120^{\circ}F$ permitiendo de 30 a 60 minutos al día para la descongelación por circulación de salmuera tibia. Para alcanzar estas temperaturas más bajas, se emplean sistemas de múltiples etapas. Las eficiencias de remoción de COV alcanzables para éstos sistemas están en el rango del 90 al 95 por ciento.

El sistema modular incluye la unidad de refrigeración con las bombas necesarias, compresores, condensadores/evaporadores, recipientes para el refrigerante, la unidad del condensador de COV y el tanque de recuperación de COV, el pre-enfriador, la instrumentación y controles y la tubería. No se incluyen los costos de los fluidos de transferencia de calor (salmuera). El costo del equipo comprado para estos sistemas incluye impuestos sobre venta y fletes y se calcula utilizando la Ecuación 2.29.

2.4.4 Costos de Instalación

La inversión total de total (*total capital investment*), *TCI*, para sistemas modulares, se obtiene multiplicando el costo del equipo comprado PEC_p por el factor de instalación total:[13]

$$TCI = 1.15 PEC_p \quad (2.35)$$

Para los sistemas no modulares (hechos a la medida), el factor de instalación total es 1.74:

$$TCI = 1.74 PEC_c \quad (2.36)$$

En la Tabla 2.3 se muestra el desglose del factor total de instalación para sistemas no modulares. Dependiendo de las condiciones del sitio, los costos de instalación para un sistema dado pueden desviarse significativamente de los costos generados por estos factores promedios. Hay instrucciones disponibles para ajustar estos factores promedio de instalación.[14]

2.5 Estimación de los Costos Totales Anuales

El costo total anual, (*total annual cost*), *TAC*, es la suma de los costos anuales directos e indirectos. En la Tabla 2.4 se dan las bases utilizadas en el cálculo de los factores del costo anual.

Tabla 2.3: Factores de Costo de Capital para Sistemas de Condensadores Refrigerados

Concepto de Costo	Factor
Costos de Equipo Comprado	
Sistema de condensador refrigerado, <i>EC</i>	Según sea estimado, <i>A</i>
Instrumentación	0.10 <i>A</i>
Impuestos Sobre Venta	0.03 <i>A</i>
Fletes	0.05 <i>A</i>
Costos de Equipo Comprado, <i>PEC</i>	$B = 1.18 A^a$
Costos Directos de Instalación	0.08 <i>B</i>
Cimientos y Soportes	0.14 <i>B</i>
Manejo y Levantamiento	0.08 <i>B</i>
Eléctricos	0.08 <i>B</i>
Tuberías	0.02 <i>B</i>
Aislantes	0.10 <i>B</i>
Pintura	0.01 <i>B</i>
Costos Directos de Instalación	0.43 <i>B</i>
Preparación del Sitio	Según sea Requerido, <i>SP</i>
Edificios	Según sea Requerido, <i>Bldg.</i>
Costos Directos Totales, <i>DC</i>	$1.43 B + SP + Bldg.$
Costos Indirectos (Instalación)	
Ingeniería	0.10 <i>B</i>
Construcción y Gastos en el Campo	0.05 <i>B</i>
Honorarios de Contratistas	0.10 <i>B</i>
Arranque	0.02 <i>B</i>
Pruebas de Funcionamiento	0.01 <i>B</i>
Contingencias	0.03 <i>B</i>
Costos Indirectos Totales, <i>IC</i>	0.31 <i>B</i>
Inversión de Capital Total = <i>DC</i> + <i>IC</i>	$1.74 b + SP + Bldg.^b$

^a El factor de costo de equipo comprado para sistemas modularese es 1.08 con instrumentación incluida.

^b Para sistemas modulares, la inversión de capital total = $1.15PEC_p$.

Tabla 2.4: Factores Sugeridos de Costo Anual para Sistemas de Condensadores Refrigerados

Concepto de Costo	Factor
Costo Directo Anual, DC	
Mano de Obra de Operación	1/2 hora por jornada
Operador	15% del operador
Supervisor	
Materiales de Operación	
Mantenimiento	
Mano de Obra	1/2 hora por jornada
Material	100% de mano de obra de mantenimiento
Electricidad	
a 40°F	1.3 kW/ton
a 20°F	2.2 kW/ton
a -20°F	4.7 kW/ton
a -50°F	5.0 kW/ton
a -100°F	11.7 kW/ton
Costos Indirectos Anuales, IC	
Generales	60% de la totalidad de mano de obra y costos de material de mantenimiento
Cargos Administrativos	2% de la Inversión de Capital Total
Impuesto Predial	1% de la Inversión de Capital Total
Prima del Seguro	1% de la Inversión de Capital Total
Recuperación de Capital ^a	0.1098 x Inversión de Capital Total
Créditos por Recuperación, RC	
COV Recuperado	Cantidad Recuperada x horas de operación
Costo Anual Total	DC + IC - RC

^a Suponiendo una vida del equipo de 15 años a 7% [13]. Véase el Capítulo 2.

Tabla 2.5: Requerimientos de Electricidad

Electricidad (E, kW/ton)	Temperatura (°F)
1.3	40
2.2	20
4.7	-20
5.0	-50
11.7	-100

2.5.1 Costos Anuales Directos

Los costos directos anuales, (*direct annual costs*), DC , incluyen los costos de mano de obra (de operación y de supervisión), de mantenimiento (mano de obra y materiales) y de electricidad. El costo de mano de obra de operación se estima en 1/2-hora por cada turno de 8 horas. El costo de mano de obra de supervisión se estima en 15% del costo de la mano de obra de operación. El costo de mano de obra de mantenimiento se estima en 1/2-hora por cada turno de 8 horas.

Se supone que los costos del material de mantenimiento son iguales a los costos de la mano de obra de mantenimiento.

Los costos de los servicios para sistemas de condensador refrigerado incluyen los requerimientos de electricidad para la unidad de refrigeración y las bombas/sopladores. La energía requerida por las bombas/sopladores es despreciable cuando se compara con los requerimientos de energía de la unidad de refrigeración. En la Tabla 2.5 se resumen los requerimientos de electricidad para sistemas de condensador refrigerado: Éstas estimaciones de costos fueron desarrollados a partir de literatura del producto proporcionada por un proveedor.[9] El costo de la electricidad, C_e , puede calcularse a partir de la siguiente expresión:

$$C_e = \frac{R}{\eta_{compressor}} E \theta_s p_e \quad (2.37)$$

donde

$$\begin{aligned} \theta_s &= \text{horas de operación del sistema (hr/año)} \\ p_e &= \text{costo de la electricidad} \\ \eta_{compressor} &= \text{eficiencia mecánica del compresor} \end{aligned}$$

2.5.2 Costos Indirectos Anuales

Los costos indirectos anuales (*indirect annual costs*), IC , se calculan como la suma de los costos de recuperación de capital, más los costos generales y administrativos ($G\&A$), otros gastos, impuestos prediales y primas de seguro. Se supone que los gastos generales son iguales al 60 por ciento de la suma de los costos de operación, de supervisión y mano de obra y materiales de mantenimiento. En la Sección 1 de este Manual se discuten los gastos generales.

El costo de recuperación de capital del sistema, (*system capital recovery cost*), CRC , se basa en una vida estimada de 15 años para el equipo.[13] (Para una discusión del costo de recuperación de capital, véase la Sección 1 del Manual). Para una vida de 15 años y un interés

del 7 por ciento, el factor de recuperación de capital es 0.1098. El costo de recuperación de capital del sistema se estima entonces por:

$$CRC = 0.1098 TCI \quad (2.38)$$

Los costos *G&A*, los impuestos prediales y la prima del seguro se estiman por factores de la inversión total de capital, típicamente de 2 por ciento, 1 por ciento y 1 por ciento respectivamente.

Tabla 2.6: Datos del Problema de Ejemplo

Parámetros de la Corriente	Valor
Velocidad de la Corriente de Entrada	100 <i>scfm</i> ^a
Temperatura de la Corriente de Entrada	86°F
COV a ser Condensado	Acetona
Fracción Volumen de COV de Entrada	0.0375
Eficiencia de Remoción de COV, Requerida	.90
Constantes de la Ecuación de Antoine para la Acetona:	
A	7.117
B	1210.595
C	229.664
Calor de Condensación de la Acetona ^b	12,510 <i>Btu/lb-mole</i>
Capacidad Calorífica de la Acetona ^c	17.90 <i>Btu/lb-mole-°F</i>
Calor Específico del Refrigerante ^c (etilenglicol)	0.65 <i>Btu/lb-°F</i>
Capacidad Calorífica del Aire ^c	6.95 <i>Btu/lb-mole-°F</i>
Parámetros de Costo Anual	Valor
Mano de obra de operación	\$15.64/hr
Mano de obra de mantenimiento	\$17,2/hr
Electricidad	\$0.0461/kWh
Valor de Reventa de la Acetona	\$0.10/lb

^aCondiciones normales: 77°F y 1 atmósfera.

^bEvaluado al punto de ebullición (134°F).

^cEstas propiedades fueron evaluadas a 77°F.

2.5.3 Crédito por Recuperación

Si el COV condensado puede ser directamente reusado o vendido sin tratamiento adicional, el crédito de ésta operación puede entonces ser incorporado en las estimaciones de los costos totales anuales. La siguiente ecuación se puede utilizar para calcular el crédito por recuperación (RC) de COV:

$$RC = W_{\text{vox, con}} P_{\text{voc}} \quad (2.39)$$

donde

$$P_{\text{COV}} = \text{valor de reventa del COV recuperado} (\$/lb)$$

$$W_{\text{COV,con}} = \text{cantidad de COV recuperado} (lb/hr).$$

2.5.4 Costo Total Anual

El costo total anual, *total annual cost*, (TAC) se calcula como la suma de los costos directos e indirectos anuales menos el crédito por recuperación:

$$TAC = DC + IC - RC \quad (2.40)$$

2.6 Problema de Ejemplo 1

El problema de ejemplo descrito en ésta sección, muestra como aplicar los procedimientos de diseño del tamaño y costo del sistema de condensador refrigerado al control de una corriente venteada consistente de acetona, aire y una cantidad despreciable de humedad. Este problema de ejemplo supone una eficiencia de remoción requerida y calcula la temperatura necesaria para alcanzar éste nivel de control.

2.6.1 Información Requerida para el Diseño

El primer paso en el diseño del procedimiento es especificar la corriente de gas que va a ser procesada. En la Tabla 2.6 se enlistan los parámetros de la corriente de gas, a ser utilizados en éste ejemplo. Los valores para las constantes de la ecuación de Antoine, calor de condensación y capacidad calorífica de la acetona se obtienen del Apéndice 2A. El calor específico del refrigerante se obtiene *Manual del Ingeniero Químico* de Perry [4].

2.6.2 Diseño del Tamaño del Equipo

El primer paso diseñar el tamaño del condensador refrigerado es determinar la presión parcial del COV a la salida del condensador para una eficiencia de remoción determinada. Dada la razón de flujo de la corriente, la concentración de COV a la entrada, se puede calcular la presión parcial del COV utilizando la Ecuación 2.5.

$$P_{voc} = 760 \frac{0.375 (1 - 0.90)}{1 - 0.375 (0.90)} = 43 \text{ mm Hg}$$

En seguida, se debe determinar la temperatura necesaria para condensar la cantidad requerida de COV, utilizando la Ecuación 2.7:

$$T_{con} = \left(\frac{1210.595}{7.117 - \log_{10} (43)} - 229.664 \right) 1.8 + 32 = 16^\circ \text{ F}$$

El siguiente paso es calcular la carga de calor del condensador de COV. Calcular: (1) la razón de flujo del COV para las corrientes de emisiones de entrada/salida, (2) la razón de flujo del COV condensado, y (3) el balance de calor del condensador. El razón de flujo de COV en la corriente de salida se calcula de la Ecuación 2.8.

$$M_{voc, in} = \frac{100}{393} (0.375) 60 = 5.74 \frac{\text{lb-moles}}{\text{hr}}$$

La razón de flujo de COV en la corriente de salida se calcula utilizando la Ecuación 2.7, como sigue:

$$M_{voc, out} = 5.74 (1 - 0.90) = 0.574 \frac{\text{lb-moles}}{\text{hr}}$$

Finalmente, la razón de flujo del COV condensado se calcula con la Ecuación 2.10:

$$M_{voc, con} = 5.74 - 0.574 = 5.166 \frac{\text{lb-moles}}{\text{hr}}$$

Después, se realiza el balance de calor del condensador. Tal como se indica en la Tabla 2.6, se evalúa el calor de condensación de la acetona a su punto de ebullición, 134°F . Sin embargo, se supone (para simplificar), que toda la acetona se condensa a la temperatura de condensación, $T_{con} = 16^\circ\text{F}$. Para calcular el calor de condensación a 16°F , utilice la ecuación de Watson (Ecuación 2.13) con los siguientes datos:

$$\begin{aligned} T_c &= 918^\circ\text{R} \text{ (Apéndice A)} \\ T_1 &= 134 + 460 = 594^\circ\text{R} \\ T_2 &= 16 + 460 = 476^\circ\text{R} \end{aligned}$$

Después de substituir, obtenemos:

$$\begin{aligned} (\Delta H_{\text{voc at } 16^\circ \text{ F}}) &= 12,510 \left(\frac{1 - \frac{476}{918}}{1 - \frac{594}{918}} \right)^{0.38} \\ &= 14,080 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} - \text{mole}} \end{aligned}$$

Tal como se muestra en la Tabla 2.6, se evalúan las capacidades de calor de acetona y aire y el calor específico del refrigerante a 77°F . Ésta temperatura es bastante próxima a la temperatura promedio de operación del condensador (v.g. $86 + 16)/2 = 51^\circ\text{F}$. Consecuentemente, utilizando los valores a 77°F no agregará errores significativos adicionales al cálculo de la carga de calor.

El cambio en entalpía del COV condensado se calcula utilizando la Ecuación 2.12:

$$\Delta H_{\text{con}} = 5.166 [14,080 + 17.90 (86 - 16)] = 79,210 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

El cambio de entalpía asociado con el COV no condensado se calcula de la Ecuación 2.15:

$$\Delta H_{\text{uncon}} = (0.574) (17.90) (86 - 16) = 719 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Finalmente, el cambio de entalpía de aire no condensable se calcula de la ecuación 2.16:

$$\Delta H_{\text{noncon}} = \left[\left(\frac{100}{392} 60 \right) - 5.74 \right] 6.95 (86 - 16) = 4,654 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

La carga de calor del condensador es entonces calculada substituyendo H_{con} , H_{uncon} , y H_{noncon} en la Ecuación 2.11:

$$H_{\text{load}} = 79,210 + 719 + 4,654 = 84,583 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

El siguiente paso es la estimación del tamaño del condensador de COV. El promedio logarítmico de la diferencia de temperatura se calcula utilizando la Ecuación 2.18. En éste

cálculo:

$$\begin{aligned}T_{cool,in} &= 16 - 15 = 1^{\circ}F \\T_{cool,out} &= 1 + 25 = 26^{\circ}F\end{aligned}$$

de las ecuaciones 2.19 y 2.20, respectivamente:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(86 - 26) - (16 - 1)}{\left(\ln \frac{86 - 26}{16 - 1}\right)} = 32.5^{\circ} F$$

El área de la superficie del condensador puede entonces calcularse utilizando la Ecuación 2.17.

$$A_{con} = \frac{84,583}{20 (32.5)} = 130 \text{ ft}^2$$

En ésta ecuación, se utiliza un valor conservador de $20 \text{ Btu/hr-ft}^2\text{-}^{\circ}F$ como el coeficiente total de transferencia de calor.

La razón de flujo del refrigerante puede calcularse utilizando la Ecuación 2.21.

$$W_{cool} = \frac{84,583}{0.65 (26 - 1)} = 5,205 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

La capacidad de refrigeración puede ser estimada de la Ecuación 2.22, como sigue:

$$R = \frac{84,583}{12,000} = 7.05 \text{ tons}$$

Finalmente, la cantidad de COV recuperado puede ser estimada utilizando la Ecuación 2.23:

$$W_{COV,con} = 5.166 \times 58.08 = 300 \text{ lb/hr}$$

donde el peso molecular de la acetona se obtiene del Apéndice A.

Nótese que en éste ejemplo, la presión parcial de la acetona a la salida del condensar es relativamente alta (43 mm Hg). En aplicaciones en las que se desean concentraciones de salida mucho más bajas, puede ser necesario considerar un segundo mecanismo de control (v.g., incinerador, adsorbedor), para operar en serie con el condensador.

2.6.3 Costos de Equipo

Una vez que han sido determinados los parámetros para diseñar el tamaño del sistema, pueden calcularse los costos de equipo. Para el propósito de éste ejemplo, se estimará el costo de un sistema de condensador refrigerado contruido a la medida, incluyendo una unidad de refrigeración, un condensador de COV, y un tanque de recuperación.

De la Tabla 2.2, una unidad de refrigeración de una sola etapa parece ser adecuada para el problema de ejemplo, con una temperatura de condensación aproximada a $16^{\circ}F$ y una capacidad de 7.05 toneladas. Entonces, para la estimación de costos se selecciona la Ecuación 2.25, la cual es aplicable a unidades de menos de 10 toneladas. La aplicación de ésta ecuación resulta en el siguiente valor para el costo de la unidad de refrigeración:

$$EC = \exp [9.83 - 0.014 (16) + 0.340 \ln(7.05)] = \$28,855$$

El costo del condensador de COV se calcula utilizando la ecuación 2.30, como sigue:

$$EC_{con} = 34 (130) + 3,775 = \$8,195$$

El costo del tanque de recuperación puede ser calculado de la ecuación 2.31. En éste caso, $W_{COV,con} = 300 \text{ lb/hr}$, que equivale a 45.5 gal/hr (la densidad de la acetona es aproximadamente 6.6 lb/gal). Suponiendo una operación diaria de 8 horas, la capacidad de almacenamiento temporal sería de 364 galones. La aplicación de la ecuación 2.31 conduce a lo siguiente:

$$EC_{tank} = 2.72 (364) + 1,960 = \$2,950$$

Suponiendo que no hay costos adicionales debidos al pre-enfriador o a otro equipo auxiliar, se calcula el costo total de equipo por la ecuación 2.32:

$$EC_c = 28,855 + 8,195 + 2,950 + 0 + 0 = \$40,000$$

Tabla 2.7: Problema de Ejemplo: Costo Anual de un Sistema de Condensador Refrigerado

Concepto de Costo	Cálculos	Costo
Costo Directo Anual, DC		
Mano de Obra de Operación		
Operador	$\frac{0.5h \times \text{turno} \times 2,080h \times \$15.64}{\text{turno} \quad 8h \quad \text{año} \quad h}$	\$2,030
Supervisor	15% of operador = 0.15 x 2,030	300
Materiales de Operación		-
Mantenimiento		
Mano de obra	$\frac{0.5h \times \text{turno} \times 2,080h \times \$17.21}{\text{turno} \quad 8h \quad \text{año} \quad h}$	2,240
Materiales	100% mano de obra de mantenimiento	2,240
Servicios		
Electricidad	$\frac{7.05\text{tons} \times 2.2\text{kw} \times 2,080h \times \$0.0461}{0.85 \quad \text{Ton} \quad \text{año} \quad \text{kwh}}$	1,750
DC Total		<u>\$8,560</u>
Costo Anual Indirecto, IC		
Gastos generales	60% de la mano de obra y material para mantenimiento = 0.6 (2,030 + 305 + 2,240 + 2,240)	4,090
Cargos Administrativos	2% de la Inversión de Capital Total = 0.02(\$82,100)	1,640
Impuesto Predial	1% de la Inversión de Capital Total = 0.01(\$82,100)	820
Prima del Seguro	1% de la Inversión de Capital Total = 0.01(\$82,100)	820
Capital de Recuperación ^a	0.1098 x \$82,100	9,010
IC Total		<u>\$16,380</u>
Créditos por Recuperación, RC		
Acetona Recuperada	$\frac{300lb \times 2,080h \times \$0.10}{h \quad \text{año} \quad lb}$	(\$62,400)
Costo Total Anual (redondeado)		(\$37,500)
		(Ahorros)

^a El factor de costo de recuperación de capital, *CRF*, es una función de la vida del condensador refrigerado y el costo de oportunidad del capital (v.g. tasa de interés). Por ejemplo, para una vida de equipo de 15 años y una tasa de interés de 7%, *CRF* = 0.1098.

El costo del equipo comprado incluyendo instrumentación, controles, impuestos y fletes, se calcula utilizando la ecuación 2.33:

$$PEC_c = 1.18 (40,000) = \$47,200$$

La inversión de capital total se calcula utilizando la ecuación 2.36:

$$TCI = 1.74 (47,000) = \$82,128$$

2.6.4 Costo Total Anual

En la Tabla 2.7 se resumen los costos anuales estimados para el problema de ejemplo. En la tabla se presentan los cálculos de los costos. Los costos directos anuales para sistemas refrigerados incluyen los costos de mano de obra, materiales y servicios. Los costos de mano de obra están basados en operaciones de 8-hr/día, 5-días/semana. La mano de obra de supervisión se calcula como el 15 por ciento de la mano de obra de operación y los costos de la mano de obra de operación y de mantenimiento están basados cada uno en 1/2 hr por jornadas de 8-horas. El costo de la electricidad está basado en un requerimiento de 2.2 kW/ton, porque la temperatura de condensación ($16^{\circ}F$) está cerca de la temperatura de $20^{\circ}F$ dada para éste valor. Los costos anuales indirectos incluyen otros gastos, capital de recuperación, gastos administrativos, impuestos prediales y primas del seguro.

El costo total anual se calcula utilizando la Ecuación 2.40. Para el caso de este ejemplo, la aplicación de condensación refrigerada como medida de control, resulta en ahorros anuales de \$37,500. Tal como se muestra en la Tabla 2.7, el crédito por la recuperación de la acetona es más del doble de los costos directos e indirectos combinados. Claramente, este crédito tiene más influencia en el costo total anual que cualquier otro componente. Aunque el crédito depende de tres parámetros- la razón de recuperación de la acetona, las horas de operación anuales y el valor de acetona recuperada ($\$0.10/lb$), es el último parámetro el más difícil de calcular. Esto es principalmente porque el valor de la acetona recuperada varía de acuerdo a la ubicación de la instalación, así como del estado actual del mercado de las sustancias químicas.

2.7 Problema de Ejemplo 2

En éste problema ejemplo, se ilustra el procedimiento alternativo de diseño descrito en la Sección 2.3.8. La temperatura de condensación es dada y se calcula la eficiencia de remoción resultante. Los parámetros de la corriente de entrada del ejemplo son idénticos a los del Problema de Ejemplo 1, con la excepción de que no se especifica la eficiencia de remoción y se supone que la temperatura de condensación es de $16^{\circ}F$.

2.7.1 Información Requerida para el Diseño

El primer paso es calcular la presión parcial del COV a la temperatura especificada ($16^{\circ}F$) utilizando la Ecuación 2.6 para resolver para P_{COV} :

$$H_{load} = 143 Q_g$$

Recuérdese de convertir T_{con} a grados Centígrados, i.e., $16^{\circ}F = -8.9^{\circ}C$.

Substituyendo los valores para las constantes de la ecuación de Antoine para acetona, tal como están listados en la Tabla 2.6:

$$R = \frac{H_{load}}{12,000} = 0.0119 Q_g$$

$$P_{COV} = 43 \text{ mm Hg.}$$

Utilizando la Ecuación 2.24, la eficiencia de remoción es:

$$Q_g = 83.9 R$$

El resto de los cálculos en éste problema son idénticos a los del Problema de Ejemplo 1.

2.8 Reconocimientos

Los autores reconocen agradecidamente a las siguientes compañías por contribuir con datos para este capítulo:

- Edwards Engineering (Pompton Plains, NJ)
- Piedmont Engineering (Charlotte, NC)
- Universal Industrial Refrigeration (Gonzales, LA)
- ITT Standard (Atlanta, GA)
- XChanger (Hopkins, MN)
- Buffalo Tank Co. (Jacksonville, FL)

Referencias

[1] Erikson, D.G., *Organic Chemical Manufacturing Volume 5: Adsorption, Condensation, and Absorption Devices*, U.S. Environmental Protection Agency. Research Triangle Park, North Carolina, Publication No. EPA 450/3-80-027, December 1980.

[2] Vatauvuk, W.M., and R.B. Neveril, "Estimating Costs of Air Pollution Control Systems: Part XV1. Costs of Refrigeration Systems", *Chemical Engineering*, May 16, 1983, pp. 95-98.

[3] McCabe, W.L., and J.C. Smith, *Unit Operations of Chemical Engineering* (Third Edition), McGraw-Hill Book Company, New York, 1976.

[4] Perry, R.H. and C.H. Chilton, Eds. *Chemical Engineers' Handbook* (Sixth Edition), McGraw-Hill Book Company, New York, 1989.

[5] Kern, D.Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1950

[6] Smith, J.M., and M.C. VanNess, *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics* (Third Edition), McGraw-Hill Book Company, New York, 1975.

[7] Reid, Robert C., John M. Prausnitz, and Bruce E. Poling, *Properties of Gases & Liquids* (Fourth Edition), McGraw-Hill Book Company, New York, 1987.

[8] Carta y anexo de Robert V. Sisk. Jr. de Piedmont Engineering, Pineville, North Carolina, a Wiley Barbour de Radian Corporation, Research Triangle Park, North Caro-

lina, January 28, 1991.

[9] Carta y anexo de Waldrop, R., y V. Sardo de Edwards Engineering Corp., Pompton Plains, New Jersey, a Wiley Barbour de Radian Corporation, Research Triangle Park, North Carolina, Octubre 1, 1990.

[10] Price, Brian C., "Know the Range and Limitations of Screw Compressors," *Chemical Engineering Progress*, 87(2):50-56.

[11] Carta y anexo de Bob Hansek of ITT Corporation, Atlanta, Georgia a Wiley Barbour de Radian Corporation, Research Triangle Park, North Carolina, Octubre 10, 1990.

[12] Carta y anexo de Avery Cooke de Liquid Handling Equipment, Inc., Charlotte, North Carolina a Rich Pelt de Radian Corporation, Research Triangle Park, North Carolina, Septiembre 20, 1990.

[13] Carta y anexo de Richard Waldrop de Edwards Engineering Corp., Pompton Plains, New Jersey a William Vatauvuk, P.E., Durham, North Carolina, August 29, 1988.

Apéndice A

Propiedades de Compuestos Seleccionados

Tabla 2.8: Propiedades de Compuestos Varios

Compuesto	Critical Temp. ^a (R)	Punto de Ebullición (F)	Peso Molecular (lb/lb-mole)	Calor de Condensación ^b (Btu/lb-mole)	Capacidad Capacity ^c ($\frac{\text{Btu}}{\text{lb-mole-}^\circ\text{F}}$)	Estado
Acetona	918	134	58.08	12,510	30.22	Liquido
Acetileno	555	-119	26.02	7,290	17.9	Gas
Acrilonitrilo	-	171	53.06	14,040	10.5	Gas
Anilina	1259	364	93.13	19,160	15.24	Gas
					45.9	Liquido
					25.91	Gas
Benzeno	1012	176	78.11	13,230	19.52	Liquido
Benzonitrilo	1259	376	103.12	19,800	26.07	Gas
Butano	766	31	58.12	9,630	23.29	Gas
Cloroetano	829	54	64.52	10,610	14.97	Gas
Cloroformo	966	143	119.39	12,740	15.63	Gas
Clorometano	750	-12	50.49	9,260	9.74	Gas
Ciclobutano	-	55	56.1	10,410	17.26	Gas
Ciclohexano	997	177	84.16	12,890	37.4	Liquido
					25.4	Gas
Ciclopentano	921	121	70.13	11,740	30.8	Liquido
					19.84	Gas
Ciclopropano	716	-27	42.08	8,630	13.37	Gas
Eter Dietílico	840	94	74.12	11,480	40.8	Liquido
					26.89	Gas
Dimetilamina	788	44	45.09	11,390	16.5	Gas
Etilbenzeno	1111	277	106.17	15,300	30.69	Gas
Oxido Etileno	845	51	44.05	10,980	11.54	Gas
Heptano	973	209	100.12	13,640	53.76	Liquido
					39.67	Gas
Hexano	914	156	86.18	12,410	45.2	Liquido
					34.2	Gas
Metanol	923	148	32.04	14,830	19.4	Liquido
					10.49	Gas
Octano	1024	258	114.23	14,810	45.14	Gas
Pentano	846	97	72.15	11,090	28.73	Gas
Tolueno	1065	231	92.14	14,270	37.58	Liquido
					24.77	Gas
o - Xileno	1135	292	106.17	15,840	44.9	Liquido
					31.85	Gas
m - Xileno	1111	282	106.17	15,640	43.8	Liquido
					30.49	Gas
p - Xileno	1109	281	106.17	15.48	30.32	Gas

^a Reimpreso con permiso del Manual de Química de Lange (doceava edición), Tabla 9-7.[15]

^b Reimpreso con permiso del Manual de Química de Lange (doceava edición), Tabla 9-4.[15]
(Medido a punto de ebullición)

^c Reimpreso con permiso del Manual de Química de Lange (doceava edición), Tabla 9-2.[15]
(Medida 77 F.)

Tabla 2.9: Constantes de la Ecuación de Antoine para compuestos varios^a

Compuesto	Constantes de Antoine			Rango de Temperatura Válida (F)
	A	B	C	
Acetona	7.117	1210.596	229.66	Líquido
Acetileno	7.1	711	253.4	-116 to -98
Acrilonitrilo	7.039	1232.53	222.47	-4 to 248
Anilina	7.32	1731.515	206.049	216 to 365
Benzeno	6.905	1211.033	220.79	46 to 217
Benzonitrilo	6.746	1436.72	181	Líquido
Butano	6.809	935.86	238.73	-107 to 66
Cloroetano	6.986	1030.01	238.61	-69 to 54
Cloroetileno	6.891	905.01	239.48	-85 to 9
Cloroformo	6.493	929.44	196.03	-31 to 142
Clorometano	7.0933	948.58	249.34	-103 to 23
Ácido ciánico	7.569	1251.86	243.79	-105 to 21
Ciclobutano	6.916	1054.54	241.37	-76 to 54
Ciclohexano	6.841	1201.53	222.65	68 to 178
Ciclopentano	6.887	1124.16	231.36	-40 to 162
Ciclopropano	6.888	856.01	246.5	-130 to -26
Éter dietílico	6.92	1064.07	228.8	-78 to 68
Dietilamina	5.801	583.3	144.1	88 to 142
Dimetilamina	7.082	960.242	221.67	-98 to 44
Dioxano - 1,4	7.432	1554.68	240.34	68 to 221
Etil benceno	6.975	1424.255	213.21	79 to 327
Óxido de Etileno	7.128	1054.54	2371.76	-56 to 54
Heptano	6.897	1264.9	216.54	28 to 255
Hexano	6.876	1171.17	224.41	-13 to 198
Metanol	7.897	1474.08	229.13	7 to 149
Octano	6.919	1351.99	209.15	66 to 306
Pentano	6.853	1064.84	233.01	-58 to 136
Tolueno	6.955	1344.8	219.48	43 to 279
Acetato de vinilo	7.21	1296.13	226.66	72 to 162
o - Xileno	6.999	1474.679	213.69	90 to 342
m - Xileno	7.009	1462.266	215.11	82 to 331
p - Xileno	6.991	1453.43	215.31	81 to 331

^a Reimpreso con permiso del Manual de Química de Lange (doceava edición), Tabla 10-8.[15]

Apéndice B

Documentación para
Datos de Costo de Sistemas de
Recuperación de Vapor de Gasolina

Como es mencionado en la Sección 2.3, los datos de costo del proveedor que fueron obtenidos, relacionaban el costo (\$) del sistema de paquete de recuperación al proceso de capacidad del flujo del proceso (gal/min). Éstos datos necesitaban transformarse, para poder desarrollar la Ecuación 2.34, la cual relaciona el costo del equipo (\$) al la capacidad del sistema de refrigeración (R , toneladas), de la siguiente manera:

$$EC_p = 4,910R + 212,000$$

Para hacer ésta transformación, necesitamos desarrollar una expresión que relacione a la capacidad de flujo con la capacidad de refrigeración. El primer paso fue determinar la presión parcial de entrada ($P_{VOC,in}$) de la gasolina- COV, en éste caso. Como fue hecho en la sección 2.3.1, se asumió que el vapor de COV fue saturado y, por lo tanto en equilibrio con el líquido de COV. Ésto, a su vez, significó que se podría igualar la presión parcial a la presión del vapor. La gasolina “modelo” había recibido una presión de vapor Reid de 10 y un peso molecular de 66 lb/lb-mole, como es mostrado en la sección 4.3 de la Compilación de Factores de Emisión de Contaminantes de Aire (*Compilation of Air Pollutant Emission Factors* FPA publication AP-42, Fourth Edition, September 1985). Para ésta gasolina, las siguientes constantes de la ecuación de Antoine fueron usadas:

$$A = 12.5733$$

$$B = 6386.1$$

$$C = 613$$

Éstas constantes fueron obtenidas al extrapolar los datos disponibles de la presión de vapor vs. la temperatura encontrados en la sección 4.3 de AP-42. Después de substituir éstas constantes y asumir una temperatura de entrada de 77°F (25°C) en la ecuación de Antoine d y resolviendo por la presión parcial de entrada ($P_{voc,in}$) Obtenemos:

$$\log P_{VOC,in} = A - \frac{B}{T_{in} + C}$$

$$= 12.5733 - \frac{6386.1}{25 + 613}$$

$$P_{VOC,in} = 366 \text{ mm Hg}$$

Si el sistema opera a presión atmosférica (760 mm Hg), ésta presión parcial corresponderá a la fracción de volúmen de COV en el flujo de entrada:

$$y_{VOC,in} = \frac{366 \text{ mm}}{760 \text{ mm}} = 0.482$$

La presión parcial de salida ($P_{voc,out}$) y la fracción de volúmen son calculados de forma silimar. La temperatura de condensación (salida) usada en éstos cálculos es de -80°F (-62°C), la temperatura típica de operación para sistemas de recuperación de vapor para los cuales el proveedor suplió costos.

$$\log P_{VOC,out} = 12.5733 - \frac{6386.1}{-62 + 613}$$

$$P_{VOC,out} = 9.62 \text{ mm Hg}$$

Ésto corresponde a la fracción de volúmen en el flujo de salida ($y_{voc,out}$) de:

$$y_{VOC,out} = \frac{9.62 \text{ mm}}{760 \text{ mm}} = 0.0127$$

La substitución de $P_{voc,out}$ y $y_{voc,in}$ en la ecuación 2.24 nos da la eficiencia de eliminación del condensador (η):

$$\eta = \frac{(760 \times 0.482) - 9.62}{0.482(760 - 9.62)} = 0.986$$

El próximo paso es determinar los flujos molares por horas ($M_{voc,in}$ and $M_{voc,out}$, respectivamente). Como se muestra en la ecuación 2.8, $M_{voc,in}$ es la función de $y_{voc,in}$ y el flujo volumétrico total de entrada, Q_{in} , (scfm).

Ahora, debido a que la velocidad del flujo de vapor de gasolina son típicamente expresados en galones/minuto, debemos convertirlos a scfm. Ésto se hace de la siguiente manera:

$$Q_{in} = Q_g \left(\frac{\text{gal}}{\text{min}} \right) \times \frac{1 \text{ ft}^3}{7.48 \text{ gal}} = 0.134 Q_g \text{ scfm}$$

Substituyendo éstas variables en la ecuación 2.8, obtenemos:

$$M_{VOC,in} = \frac{0.134 Q_g}{392} (0.482)(60) = 0.00989 Q_g \left(\frac{\text{lb} - \text{mole}}{\text{hr}} \right)$$

Obtenemos $M_{VOC,out}$ de la ecuación 2.9:

$$M_{VOC,out} = 0.00989 Q_g (1 - 0.986) = 1.38 \times 10^{-4} Q_g \left(\frac{\text{lb} - \text{moles}}{\text{hr}} \right)$$

Y según la ecuación 2.10, la cantidad de vapor de gasolina condensado ($M_{voc,con}$) es la diferencia entre $M_{voc,in}$ y $M_{voc,out}$:

$$M_{voc,con} = 0.00975Q_g \left(\frac{lb-moles}{hr} \right)$$

El paso final es calcular la carga de calor del condensador. Ésta carga es una función de las razones molares de entrada, salida, y condensado, las temperaturas de entrada y condensación, las capacidades de calor del COV y del aire, y el calor de condensación del COV. La capacidad de calor del VOC y los datos del calor de condensación usados son basados en las propiedades químicas del butano y pentano, los mayores componentes de gasolina, y fueron obtenidos de Los Datos de Riesgo Químicos de CHRIS (*CHRIS Hazardous Chemical Data* U.S. Coast Guard, U.S. Department of Transportation, June 1985).

Capacidades de calor (Btu/lb-mole-°F):

$$\begin{aligned} C_{p,voc} &= 26.6 \\ C_{p,air} &= 6.95 \end{aligned}$$

Calor de condensación de COV: 9,240 Btu/lb-mole

Substituyendo éstos datos, las razones de flujo molar y las temperaturas en las ecuaciones 2.12, 2.15 y 2.16 obtenemos los siguientes cambios de entalpía en Btu/hr:

$$\begin{aligned} \Delta H_{con} &= 130.8Q_g \\ \Delta H_{uncon} &= 0.572Q_g \\ \Delta H_{noncon} &= 11.6Q_g \end{aligned}$$

La carga de calor del condensador (H_{load}) es la suma de éstos tres cambios de entalpía (Ecuación 2.11):

$$H_{load} = 143Q_g$$

La capacidad de refrigeración (R , toneladas) es calculada de la ecuación 2.22:

$$R = \frac{H_{load}}{12,000} = 0.0119Q_g$$

Ésta última ecuación relaciona la capacidad de refrigeración (toneladas) a la razón de flujo del vapor de gasolina de entrada (gal/min). Resolviendo por Q_g , en terminos de R , obtenemos:

$$Q_g = 83.9R$$

Finalmente, sustituimos ésta relación en la correlación de costo del equipo (\$) vs. razón del flujo de vapor (Q_g), la cual fué desarrollada de la los datos de costo del proveedor:

$$\begin{aligned} EC_p &= 58.5Q_g + 212,000 \\ &= 58.5(83.9R) + 212,000 \\ &= 4,910R + 212,000 \end{aligned}$$

Nótese que ésta expresión es idéntica a la ecuación 2.34.

TECHNICAL REPORT DATA

(Please read Instructions on reverse before completing)

1. REPORT NO. 452/B-02-002	2.	3. RECIPIENT'S ACCESSION NO.
4. TITLE AND SUBTITLE Manual de Costos de Control de Contaminacion del Aire de la EPA	5. REPORT DATE July, 2002	
	6. PERFORMING ORGANIZATION CODE	
7. AUTHOR(S) Daniel Charles Mussatti	8. PERFORMING ORGANIZATION REPORT NO.	
9. PERFORMING ORGANIZATION NAME AND ADDRESS U.S. Environmental Protection Agency Office of Air Quality Planning and Standards Air Quality Standards and Strategies Division Innovative Strategies and Economics Group Research Triangle Park, NC 27711	10. PROGRAM ELEMENT NO.	
	11. CONTRACT/GRANT NO.	
12. SPONSORING AGENCY NAME AND ADDRESS Director Office of Air Quality Planning and Standards Office of Air and Radiation U.S. Environmental Protection Agency Research Triangle Park, NC 27711	13. TYPE OF REPORT AND PERIOD COVERED Final	
	14. SPONSORING AGENCY CODE EPA/200/04	
15. SUPPLEMENTARY NOTES Updates and revises EPA 453/b-96-001, OAQPS Control Cost Manual, fifth edition (in English only)		
16. ABSTRACT In Spanish, this document provides a detailed methodology for the proper sizing and costing of numerous air pollution control devices for planning and permitting purposes. Includes costing for volatile organic compounds (VOCs); particulate matter (PM); oxides of nitrogen (NOx); SO₂, SO₃, and other acid gases; and hazardous air pollutants (HAPs).		
17. KEY WORDS AND DOCUMENT ANALYSIS		
a. DESCRIPTORS	b. IDENTIFIERS/OPEN ENDED TERMS	c. COSATI Field/Group
Economics Cost Engineering cost Sizing Estimation Design	Air Pollution control Incinerators Absorbers Adsorbers Filters Condensers Electrostatic Precipitators Scrubbers	
18. DISTRIBUTION STATEMENT Release Unlimited	19. SECURITY CLASS (<i>Report</i>) Unclassified	21. NO. OF PAGES 1,400
	20. SECURITY CLASS (<i>Page</i>) Unclassified	22. PRICE